

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 4 月 7 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 1
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 1]

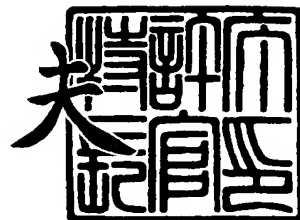
出 願 人 トヨタ自動車株式会社
Applicant(s): 株式会社アドヴィックス



2 0 0 4 年 3 月 4 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 4 - 3 0 1 6 6 2 9

【書類名】 特許願

【整理番号】 AT-5670

【提出日】 平成15年 4月 7日

【あて先】 特許庁長官

【国際特許分類】 B60T 8/26

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 濱田 千章

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内

 【氏名】 堂浦 陽文

【特許出願人】

 【識別番号】 000003207

 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【特許出願人】

 【識別番号】 301065892

 【氏名又は名称】 株式会社アドヴィックス

【代理人】

 【識別番号】 100071216

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 明石 昌毅

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 016702

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9711686

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書
【発明の名称】 車輛の制動制御装置
【特許請求の範囲】

【請求項 1】

後輪の制動圧関連値に基づき前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定し、前後輪制動力配分制御を行うべきと判定されたときには後輪の制動圧を前輪の制動圧よりも低くする前後輪制動力配分制御を行う車輛の制動制御装置に於いて、運転者による制動操作速度を検出し、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が低い後輪の制動圧関連値に基づいて前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定することを特徴とする車輛の制動制御装置。

【請求項 2】

後輪の制動圧関連値及び車輛の減速度関連値に基づき前記前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定し、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が高い車輛の減速度関連値に基づいて前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定することを特徴とする請求項 1 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 3】

前記車輛の減速度関連値は減速度検出手段により検出され所定のカットオフ周波数にてローパスフィルタ処理された値であり、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して前記所定のカットオフ周波数を高くすることを特徴とする請求項 2 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 4】

前記制動制御装置は前記前後輪制動力配分制御の開始後に運転者による制動操作量が増大されたときには少なくとも後輪の制動圧関連値に基づいて制動操作量の増大量を推定し、推定された制動操作量の増大量に応じて前輪の制動圧を増大させるよう構成され、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が低い後輪の制動圧関連値に基づいて制動操作量の増大量を推定することを特徴とする請求項 1 乃至 3 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 5】

前記応答性が低い後輪の制動圧関連値は後輪の制動圧の推定値であり、制動操作速度が低いときの後輪の制動圧関連値はマスタシリンダ圧力関連値であることを特徴とする請求項 1 又は 4 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 6】

前記後輪の制動圧の推定値は後輪のホイールシリンダに対する作動液体の給配に基づき推定されることを特徴とする請求項 5 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 7】

前記マスタシリンダ圧力関連値は圧力検出手段により検出されるマスタシリンダ圧力であることを特徴とする請求項 5 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 8】

現在の後輪の制動圧関連値と前記前後輪制動力配分制御開始時の後輪の制動圧関連値との偏差に基づいて制動操作量の増大量を推定することを特徴とする請求項 4 乃至 7 に記載の車輛の制動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車等の車輛の制動制御装置に係り、更に詳細には前後輪の制動力配分制御を行う車輛の制動制御装置に係る。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

自動車等の車輛の制動制御装置の一つとして、車輛の制動時に後輪がロックすることを防止して車輛の走行安定性を向上させるべく、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧を保持又は減圧し或いはパルス増圧して後輪の制動力の上昇を抑制する前後輪制動力配分制御を行うよう構成された制動制御装置が従来より知られている。

【 0 0 0 3 】

この種の制動制御装置によれば、前後輪制動力配分制御が行われない場合に比して、後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車輛の安定性が悪化することを防止して車輛の走行安定性を向上させることができる

が、前後輪制動力配分制御が実行されると後輪の制動力の上昇が抑制されるため、運転者が制動力を高くしようとして制動操作量を増大させても車輛全体としての制動力が十分に上昇せず、運転者が制動操作に違和感を感じることもある。

【 0 0 0 4 】

かかる問題を解消すべく、例えば本願出願人の出願にかかる下記の特許文献 1 には、運転者の制動操作量を判定し、車輛の運転状態が所定の状態になり前後輪制動力配分制御が実行されている状況に於いて運転者の制動操作量が増大していると判定されると、後輪の制動力を増大させるよう構成された制動制御装置が記載されている。

【特許文献 1】

特開 2 0 0 1 - 1 9 8 3 4 号公報

【 0 0 0 5 】

【発明が解決しようとする課題】

上記公開公報に記載された制動制御装置によれば、前後輪制動力配分制御が行われている状況に於いて運転者の制動操作量が増大される場合には後輪の制動力が増大されるので、運転者が制動力を高くしようとして制動操作量を増大させても車輛全体としての制動力が十分に上昇しないことに起因して運転者が制動操作に違和感を感じる虞れを低減することができる。

【 0 0 0 6 】

しかし運転者による制動操作速度が高いときには、前後輪制動力配分制御の開始が早すぎたり遅すぎたりすることがあり、そのため従来の制動制御装置に於いては後輪の実際の制動圧等に応じて前後輪制動力配分制御を適正なタイミングにて開始させることができない場合がある。

【 0 0 0 7 】

例えば運転者によりブレーキペダルが速踏み込みされる場合には、マスタシリンダ圧力は急激に上昇するが、マスタシリンダより車輪のホイールシリンダまでの配管長さ等に起因して車輪の制動圧の上昇がマスタシリンダ圧力の上昇よりも遅れる。そのため前後輪制動力配分制御の開始判定が後輪の制動圧に代えてマスタシリンダ圧力に基づいて行われる場合には、後輪の制動圧が前後輪制動力配分

制御を開始すべき圧力になっていない段階に於いて前後輪制動力配分制御を開始すべき判定が行われ、前後輪制動力配分制御が不必要に早く開始されてしまう場合がある。

【0008】

また前後輪制動力配分制御の開始判定が車輛の減速度に基づいて行われる場合には、検出される車輛の減速度に含まれるノイズ成分の悪影響を受けないよう、所定のカットオフ周波数にてローパスフィルタ処理された減速度が使用される。運転者によりブレーキペダルが速踏み込みされる場合には、車輛の実際の減速度も急激に上昇するので、制動力の前後配分制御が遅れなく開始されることが好ましいが、ローパスフィルタ処理に起因して実際の減速度の変化に対しローパスフィルタ処理後の減速度の変化が遅れ、そのため前後輪制動力配分制御を開始すべき判定が遅れることにより前後輪制動力配分制御の開始が遅れてしまう場合がある。

【0009】

本発明は、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動力の上昇を抑制する前後輪制動力配分制御を行うよう構成された従来の制動制御装置に於ける上述の問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、運転者による制動操作速度が高いときには、前後輪制動力配分制御の開始判定の早遅をきたさないパラメータにて前後輪制動力配分制御の開始判定を行うことにより、前後輪配分制御を早遅なく適正なタイミングにて開始させることである。

【0010】

【課題を解決するための手段】

上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項1の構成、即ち後輪の制動圧関連値に基づき前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定し、前後輪制動力配分制御を行うべきと判定されたときには後輪の制動圧を前輪の制動圧よりも低くする前後輪制動力配分制御を行う車輛の制動制御装置に於いて、運転者による制動操作速度を検出し、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が低い後輪の制動圧関連値に基づいて前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定することを特徴とする車輛の制動制御装置によって達成される。

【0011】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1の構成に於いて、後輪の制動圧関連値及び車輛の減速度関連値に基づき前記前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定し、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が高い車輛の減速度関連値に基づいて前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定するよう構成される（請求項2の構成）。

【0012】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項2の構成に於いて、前記車輛の減速度関連値は減速度検出手段により検出され所定のカットオフ周波数にてローパスフィルタ処理された値であり、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して前記所定のカットオフ周波数を高くするよう構成される（請求項3の構成）。

【0013】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1乃至3の構成に於いて、前記制動制御装置は前記前後輪制動力配分制御の開始後に運転者による制動操作量が増大されたときには少なくとも後輪の制動圧関連値に基づいて制動操作量の増大量を推定し、推定された制動操作量の増大量に応じて前輪の制動圧を増大させるよう構成され、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が低い後輪の制動圧関連値に基づいて制動操作量の増大量を推定するよう構成される（請求項4の構成）。

【0014】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1又は4の構成に於いて、前記応答性が低い後輪の制動圧関連値は後輪の制動圧の推定値であり、制動操作速度が低いときの後輪の制動圧関連値はマスタシリンダ圧力関連値であるよう構成される（請求項5の構成）。

【0015】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項5の構成に於いて、前記後輪の制動圧の推定値は後輪のホイールシリンダに対する

作動液体の給配に基づき推定されるよう構成される（請求項6の構成）。

【0016】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項5の構成に於いて、前記マスタシリンダ圧力関連値は圧力検出手段により検出されるマスタシリンダ圧力であるよう構成される（請求項7の構成）。

【0017】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項4乃至7の構成に於いて、現在の後輪の制動圧関連値と前記前後輪制動力配分制御開始時の後輪の制動圧関連値との偏差に基づいて制動操作量の増大量を推定するよう構成される（請求項8の構成）。

【0018】

【発明の作用及び効果】

上記請求項1の構成によれば、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が低い後輪の制動圧関連値に基づいて前後輪制動力配分制御を行うべきか否かが判定されるので、制動操作速度が高い場合に於ける例えばマスタシリンダよりホイールシリンダへの圧力伝播の遅れに起因して前後輪制動力配分制御を開始すべき旨の判定が後輪の実際の制動圧の変化に比して早く行われてしまうことを防止し、これにより前後輪制動力配分制御を適正なタイミングにて開始させることができる。

【0019】

また上記請求項2の構成によれば、後輪の制動圧関連値及び車輛の減速度関連値に基づき前後輪制動力配分制御を行うべきか否かが判定され、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が高い車輛の減速度関連値に基づいて前後輪制動力配分制御を行うべきか否かが判定されるので、制動操作速度が高いときにも遅れなく前後輪制動力配分制御を行うべきか否かを判定し、これにより前後輪制動力配分制御を適正なタイミングにて開始させることができる。

【0020】

また上記請求項3の構成によれば、車輛の減速度関連値は減速度検出手段によ

り検出され所定のカットオフ周波数にてローパスフィルタ処理された値であり、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して所定のカットオフ周波数が高くされるので、制動操作速度が低いときに於ける車輛の減速度関連値に含まれるノイズ成分を効果的に除去しつつ、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して車輛の実際の減速度に対する車輛の減速度関連値の応答性を確実に高くすることができる。

【 0 0 2 1 】

また上記請求項 4 の構成によれば、制動制御装置は前後輪制動力配分制御の開始後に運転者による制動操作量が増大されたときには少なくとも後輪の制動圧関連値に基づいて制動操作量の増大量を推定し、推定された制動操作量の増大量に応じて前輪の制動圧を増大させるよう構成され、制動操作速度が高いときには制動操作速度が低いときに比して応答性が低い後輪の制動圧関連値に基づいて制動操作量の増大量が推定されるので、制動操作速度が高いときにもマスタシリンダ圧力の如く応答性が高い後輪の制動圧関連値に基づいて制動操作量の増大量が推定される場合に比して、制動操作速度が高い状況に於ける制動操作量の増大量を正確に推定し、前輪の制動圧を適正に増大させることができる。

【 0 0 2 2 】

また上記請求項 5 の構成によれば、応答性が低い後輪の制動圧関連値は後輪の制動圧の推定値であり、制動操作速度が低いときの後輪の制動圧関連値はマスタシリンダ圧力関連値であるので、制動操作速度に拘らず制動操作量の増大量を正確に推定し、前輪の制動圧を適正に増大させることができる。

【 0 0 2 3 】

また上記請求項 6 の構成によれば、後輪の制動圧の推定値は後輪のホイールシリンダに対する作動液体の給配に基づき推定されるので、制動操作速度が高い状況に於いて後輪の制動圧関連値の応答性をマスタシリンダ圧力関連値よりも確実に低くすることができる。

【 0 0 2 4 】

また上記請求項 7 の構成によれば、マスタシリンダ圧力関連値は圧力検出手段により検出されるマスタシリンダ圧力であるので、後輪の制動圧を検出する手段

を要することなく後輪の制動圧関連値に対応するマスタシリンダ圧力関連値を確実に検出することができる。

【0025】

また上記請求項8の構成によれば、現在の後輪の制動圧関連値と前後輪制動力配分制御開始時の後輪の制動圧関連値との偏差に基づいて制動操作量の増大量が推定されるので、前後輪制動力配分制御開始後の制動操作量の増大量を確実に且つ正確に推定することができる。

【0026】

【課題解決手段の好ましい態様】

本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至8の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧の上昇を抑制し、前後輪制動力配分制御が行われているときには後輪の制動圧の上昇抑制量に応じて前輪の制動圧を増大させるよう構成される（好ましい態様1）。

【0027】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、前後輪制動力配分制御は後輪のホイールシリンダ圧力の上昇を抑制することにより行われ、前輪の制動圧の増大は運転者による制動操作量と、後輪のホイールシリンダ圧力と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算され、該増加量に基づき前輪のホイールシリンダ圧力が増加されることにより行われるよう構成される（好ましい態様2）。

【0028】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、前記パラメータは車速が高いほど制動性能を低く表わすパラメータであるよう構成される（好ましい態様3）。

【0029】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、制動制御装置は車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車速に応じて後輪の制動圧の上昇抑制量が可変設定されるよう構成される（好ましい態様

4)。

【0030】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、制動制御装置は車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車輛の減速度に応じて後輪の制動力の上昇抑制量を可変設定するよう構成される（好ましい態様5）。

【0031】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、補助制動制御が行われていないときには、マスタシリンダ圧力と後輪のホイールシリンダ圧力との偏差と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算され、補助制動制御が行われているときには、マスタシリンダ圧力+補助制動制御による制動圧の増大量と後輪のホイールシリンダ圧力との偏差と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算されるよう構成される（好ましい態様6）。

【0032】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車輛の走行状態に応じて後輪の保持圧力が設定され、後輪の制動圧が保持圧力に維持されるよう構成される（好ましい態様7）。

【0033】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於けるマスタシリンダ圧力が後輪の保持圧力に設定され、後輪の制動圧が保持圧力に維持されるよう構成される（好ましい態様8）。

【0034】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、パラメータは制動力発生装置のブレーキ効き係数を含むよう構成される（好ましい態様9）。

【0035】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、ブレーキ効き係数は車速に基づき推定されるよう構成される（好ましい態様10）。

【0036】

【発明の実施の形態】

以下に添付の図面を参照して本発明を好ましい実施の形態（以下単に実施形態という）について詳細に説明する。

【0037】

図1は本発明による制動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電子制御装置を示す概略構成図、図2は図1に示された前輪用の連通制御弁を示す解図的断面図である。尚図1に於いては、電磁的に駆動される各弁のソレノイドの図示は省略されている。

【0038】

図1に於いて、10は油圧式の制動装置を示しており、制動装置10は運転者によるブレーキペダル12の踏み込み操作に応答してブレーキオイルを圧送するマスタシリンダ14を有している。マスタシリンダ14はその両側の圧縮コイルばねにより所定の位置に付勢されたフリーピストン16により画成された第一のマスタシリンダ室14Aと第二のマスタシリンダ室14Bとを有している。

【0039】

第一のマスタシリンダ室14Aには前輪用のブレーキ油圧制御導管18Fの一端が接続され、ブレーキ油圧制御導管18Fの他端には左前輪用のブレーキ油圧制御導管20FL及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管20FRの一端が接続されている。ブレーキ油圧制御導管18Fの途中には前輪用の連通制御弁22Fが設けられており、連通制御弁22Fは図示の実施形態に於いては常開型のリニアソレノイド弁である。連通制御弁22Fの両側のブレーキ油圧制御導管18Fには第一のマスタシリンダ室14Aよりブレーキ油圧制御導管20FL又はブレーキ油圧制御導管20FRへ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管24Fが接続されている。

【0040】

図2に解図的に図示されている如く、連通制御弁22Fは内部に弁室70を郭定するハウジング72を有し、弁室70には弁要素74が往復動可能に配置されている。弁室70にはブレーキ油圧制御導管18Fのマスタシリンダ14の側の部分18FAが内部通路76を介して常時連通接続され、またブレーキ油圧制御導管18Fのマスタシリンダ14とは反対側の部分18FBが内部通路78及びポート80を介して連通接続されている。

【0041】

図示の如く、弁要素74の周りにはソレノイド82が配設されており、弁要素74は圧縮コイルばね84により図2に示された開弁位置へ付勢されている。弁要素74はソレノイド82に駆動電圧が印加されると、圧縮コイルばね84のばね力に抗してポート80に対し付勢され、これによりポート80を閉ざすことによって閉弁する。

【0042】

また連通制御弁22Fが閉弁位置にある状況に於いて、ブレーキ油圧制御導管18Fのマスタシリンダ14とは反対側の部分18FB内の圧力による力と圧縮コイルばね84のばね力との合計がソレノイド82による電磁力よりも高くなると、弁要素74はポート80より離れて該ポートを開き、部分18FB内のオイルが内部通路78、ポート80、弁室70、内部通路76を経てブレーキ油圧制御導管18Fの部分18FAへ流れる。そしてこのオイルの流動により部分18FB内のオイルの圧力が低下すると、その圧力による力と圧縮コイルばね84のばね力との合計がソレノイド82による電磁力よりも低くなり、弁要素74はポート80を再度閉ざす。

【0043】

かくして連通制御弁22Fはそのソレノイド82に対する印加電圧に応じてブレーキ油圧制御導管18Fの部分18FB内の圧力を制御するので、ソレノイド82に対する駆動電圧を制御することによって連通制御弁22Fにより部分18FB内の圧力（本明細書に於いては「上流圧」という）を所望の圧力に制御することができる。

【 0 0 4 4 】

尚図示の実施形態に於いては、図 1 に示された逆止バイパス導管 2 4 F は連通制御弁 2 2 F に内蔵されており、内部通路 8 6 と、該内部通路の途中に設けられ弁室 7 0 より部分 1 8 F B へ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 8 8 とよりなっている。

【 0 0 4 5 】

左前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL 及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FR の他端にはそれぞれ左前輪及び右前輪の制動力を発生する図 1 には示されていない制動力発生装置のホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR が接続されており、左前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL 及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FR の途中にはそれぞれ常開型の電磁開閉弁 2 8 FL 及び 2 8 FR が設けられている。電磁開閉弁 2 8 FL 及び 2 8 FR の両側のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL 及び 2 0 FR にはそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR よりブレーキ油圧制御導管 1 8 F へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 3 0 FL 及び 3 0 FR が接続されている。

【 0 0 4 6 】

電磁開閉弁 2 8 FL とホイールシリンダ 2 6 FL との間のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL にはオイル排出導管 3 2 FL の一端が接続され、電磁開閉弁 2 8 FR とホイールシリンダ 2 6 FR との間のブレーキ油圧制御導管 2 0 FR にはオイル排出導管 3 2 FR の一端が接続されている。オイル排出導管 3 2 FL 及び 3 2 FR の途中にはそれぞれ常閉型の電磁開閉弁 3 4 FL 及び 3 4 FR が設けられており、オイル排出導管 3 2 FL 及び 3 2 FR の他端は接続導管 3 6 F により前輪用のバッファリザーバ 3 8 F に接続されている。

【 0 0 4 7 】

以上の説明より解る如く、電磁開閉弁 2 8 FL 及び 2 8 FR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR 内の圧力を増圧又は保持するための増圧弁であり、電磁開閉弁 3 4 FL 及び 3 4 FR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR 内の圧力を減圧するための減圧弁であり、従って電磁開閉弁 2 8 FL 及び 3 4 FL は互いに共働して左前輪のホイールシリンダ 2 6 FL 内の圧力を増減し保持するための増減圧

弁を郭定しており、電磁開閉弁 2 8 FR 及び 3 4 FR は互いに共働して右前輪のホイールシリンダ 2 6 FR 内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定している。

【 0 0 4 8 】

接続導管 3 6 F は接続導管 4 0 F によりポンプ 4 2 F の吸入側に接続されており、接続導管 4 0 F の途中には接続導管 3 6 F よりポンプ 4 2 F へ向かうオイルの流れのみを許す二つの逆止弁 4 4 F 及び 4 6 F が設けられている。ポンプ 4 2 F の吐出側は途中にダンパ 4 8 F を有する接続導管 5 0 F によりブレーキ油圧制御導管 1 8 F に接続されている。ポンプ 4 2 F とダンパ 4 8 F との間の接続導管 5 0 F にはポンプ 4 2 F よりダンパ 4 8 F へ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 5 2 F が設けられている。

【 0 0 4 9 】

二つの逆止弁 4 4 F 及び 4 6 F の間の接続導管 4 0 F には接続導管 5 4 F の一端が接続されており、接続導管 5 4 F の他端は第一のマスタシリンダ室 1 4 A と制御弁 2 2 F との間のブレーキ油圧制御導管 1 8 F に接続されている。接続導管 5 4 F の途中には常閉型の電磁開閉弁 6 0 F が設けられている。この電磁開閉弁 6 0 F はマスタシリンダ 1 4 と制御弁 2 2 F との間のブレーキ油圧制御導管 1 8 F とポンプ 4 2 F の吸入側との連通を制御する吸入制御弁として機能する。

【 0 0 5 0 】

同様に、第二のマスタシリンダ室 1 4 B には後輪用のブレーキ油圧制御導管 1 8 R の一端が接続され、ブレーキ油圧制御導管 1 8 R の他端には左後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RR の一端が接続されている。ブレーキ油圧制御導管 1 8 R の途中には常開型のリニアソレノイド弁である後輪用の連通制御弁 2 2 R が設けられている。

【 0 0 5 1 】

連通制御弁 2 2 R は前輪用の連通制御弁 2 2 F について図 2 に示された構造と同一の構造を有しており、従って図には示されていないソレノイドに対する駆動電圧を制御することにより、連通制御弁 2 2 R より下流側のブレーキ油圧制御導管 1 8 R 内の圧力（上流圧）を所望の圧力に制御することができる。更に連通制御弁 2 2 R の両側のブレーキ油圧制御導管 1 8 R には第二のマスタシリンダ室 1

4 B よりブレーキ油圧制御導管 2 0 RL 又はブレーキ油圧制御導管 2 0 RR へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 2 4 R が接続されている。

【 0 0 5 2 】

左後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RR の他端にはそれぞれ左後輪及び右後輪の制動力を発生する図 1 には示されていない制動力発生装置のホイールシリンダ 2 6 RL 及び 2 6 RR が接続されており、左後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RR の途中にはそれぞれ常開型の電磁開閉弁 2 8 RL 及び 2 8 RR が設けられている。電磁開閉弁 2 8 RL 及び 2 8 RR の両側のブレーキ油圧制御導管 2 0 RL 及び 2 0 RR にはそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL 及び 2 6 RR よりブレーキ油圧制御導管 1 8 R へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 3 0 RL 及び 3 0 RR が接続されている。

【 0 0 5 3 】

電磁開閉弁 2 8 RL とホイールシリンダ 2 6 RL との間のブレーキ油圧制御導管 2 0 RL にはオイル排出導管 3 2 RL の一端が接続され、電磁開閉弁 2 8 RR とホイールシリンダ 2 6 RR との間のブレーキ油圧制御導管 2 0 RR にはオイル排出導管 3 2 RR の一端が接続されている。オイル排出導管 3 2 RL 及び 3 2 RR の途中にはそれぞれ常閉型の電磁開閉弁 3 4 RL 及び 3 4 RR が設けられており、オイル排出導管 3 2 RL 及び 3 2 RR の他端は接続導管 3 6 R により後輪用のバッファリザーバ 3 8 R に接続されている。

【 0 0 5 4 】

前輪側の場合と同様、電磁開閉弁 2 8 RL 及び 2 8 RR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL 及び 2 6 RR 内の圧力を増圧又は保持するための増圧弁であり、電磁開閉弁 3 4 RL 及び 3 4 RR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL 及び 2 6 RR 内の圧力を減圧するための減圧弁であり、従って電磁開閉弁 2 8 RL 及び 3 4 RL は互いに共働して左後輪のホイールシリンダ 2 6 RL 内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定しており、電磁開閉弁 2 8 RR 及び 3 4 RR は互いに共働して右後輪のホイールシリンダ 2 6 RR 内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定している。

【 0 0 5 5 】

接続導管 36 R は接続導管 40 R によりポンプ 42 R の吸入側に接続されており、接続導管 40 R の途中には接続導管 36 R よりポンプ 42 R へ向かうオイルの流れのみを許す二つの逆止弁 44 R 及び 46 R が設けられている。ポンプ 42 R の吐出側は途中にダンパ 48 R を有する接続導管 50 R によりブレーキ油圧制御導管 18 R に接続されている。ポンプ 42 R とダンパ 48 R との間の接続導管 50 R にはポンプ 42 R よりダンパ 48 R へ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 52 R が設けられている。尚ポンプ 42 F 及び 42 R は図 1 には示されていない共通の電動機により駆動される。

【0056】

二つの逆止弁 44 R 及び 46 R の間の接続導管 40 R には接続導管 54 R の一端が接続されており、接続導管 54 R の他端は第二のマスタシリンダ室 14 B と制御弁 22 R との間のブレーキ油圧制御導管 18 R に接続されている。接続導管 54 R の途中には常閉型の電磁開閉弁 60 R が設けられている。この電磁開閉弁 60 R もマスタシリンダ 14 と制御弁 22 R との間のブレーキ油圧制御導管 18 R とポンプ 42 R の吸入側との連通を制御する吸入制御弁として機能する。

【0057】

図示の実施形態に於いては、各制御弁及び各開閉弁は対応するソレノイドに駆動電流が通電されていないときには図 1 に示された非制御位置に設定され、これによりホイールシリンダ 26 FL 及び 26 FR には第一のマスタシリンダ室 14 A 内の圧力が供給され、ホイールシリンダ 26 RL 及び 26 RR には第二のマスタシリンダ室 14 B 内の圧力が供給される。従って通常時には各車輪のホイールシリンダ内の圧力、即ち制動力はブレーキペダル 12 の踏力に応じて増減される。

【0058】

これに対し連通制御弁 22 F、22 R が閉弁位置に切り換えられ、開閉弁 60 F、60 R が開弁され、各車輪の開閉弁が図 1 に示された位置にある状態にてポンプ 42 F、42 R が駆動されると、マスタシリンダ 14 内のオイルがポンプによって汲み上げられ、ホイールシリンダ 26 FL、26 FR にはポンプ 42 F によりポンプアップされた圧力が供給され、ホイールシリンダ 26 RL、26 RR にはポンプ 42 R によりポンプアップされた圧力が供給されるようになるので、各車輪の

制動圧はブレーキペダル 12 の踏力に関係なく連通制御弁 22 F、22 R 及び各車輪の開閉弁（増減圧弁）の開閉により増減される。

【0059】

この場合、ホイールシリンダ内の圧力は、開閉弁 28 FL～28 RR 及び開閉弁 34 FL～34 RR が図 1 に示された非制御位置にあるときには増圧され（増圧モード）、開閉弁 28 FL～28 RR が閉弁位置に切り換えられ且つ開閉弁 34 FL～34 RR が図 1 に示された非制御位置にあるときには保持され（保持モード）、開閉弁 28 FL～28 RR 及び開閉弁 34 FL～34 RR が開弁位置に切り換えられると減圧される（減圧モード）。

【0060】

連通制御弁 22 F 及び 22 R、開閉弁 28 FL～28 RR、開閉弁 34 FL～34 RR、開閉弁 60 F 及び 60 R は、後に説明する如く電子制御装置 90 により制御される。電子制御装置 90 はマイクロコンピュータ 92 と駆動回路 94 とよりなり、マイクロコンピュータ 92 は当技術分野に於いて周知の一般的な構成のものであってよい。

【0061】

マイクロコンピュータ 92 には圧力センサ 96 よりマスタシリンダ圧力 P_m を示す信号、車速センサ 98 より車速 V を示す信号、前後加速度センサ 100 よりローパスフィルタ 102 及び 104 を経てそれぞれ車輛の前後加速度 G_{x1} 、 G_{x2} を示す信号が入力されるようになっている。尚ローパスフィルタ 102 は前後加速度センサ 100 により検出された車輛の前後加速度 G_x を車輛のばね下共振周波数よりも小さいカットオフ周波数 F_{c1} にてローパスフィルタ処理し、ローパスフィルタ 104 は前後加速度センサ 100 により検出された車輛の前後加速度 G_x を車輛のばね下共振周波数よりも小さく且つ F_{c1} よりも大きいカットオフ周波数 F_{c2} にてローパスフィルタ処理する。

【0062】

またマイクロコンピュータ 92 は後述の制動制御フローを記憶しており、制動力の前後配分制御が必要であるときには制動制御フローに従って左右前輪及び左右後輪の目標制動圧 P_{ti} ($i = fl, fr, rl, rr$) を演算すると共に、連通制御弁

2 2 F等を制御することにより各車輪の制動圧 P_i ($i = fl, fr, rl, rr$) をそれぞれ対応する目標制動圧 P_{ti} に制御する。

【0 0 6 3】

特に図示の実施形態に於いては、運転者による制動操作量が小さく制動力の前後配分制御が不要であるときには、連通制御弁 2 2 F等は図示の標準位置に維持されポンプ 4 2 F及び4 2 Rは駆動されず、これにより各車輪の制動圧、即ちホイールシリンダ 2 6 FL～2 6 RR内の圧力はマスタシリンダ圧力 P_m により制御される。

【0 0 6 4】

これに対し運転者による制動操作量が大きく制動力の前後配分制御が必要であるときには、まず連通制御弁 2 2 F及び2 2 Rが閉弁され、次いで吸入制御弁 6 0 F及び6 0 Rが開弁され、しかる後ポンプ 4 2 F及び4 2 Rの駆動が開始され、後に詳細に説明する如く車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} ($= -G_{x1}$ 又は $-G_{x2}$) に基づき後輪の保持圧力 P_c が演算されると共に、マスタシリンダ圧力 P_m 及び後輪の保持圧力 P_c 等に基づき前輪の増加圧力 ΔP_f が演算され、連通制御弁 2 2 Fが制御されることにより前輪側の上流圧が $P_m + \Delta P_f$ の目標制動圧になるよう前輪系統が制御され、左右後輪の開閉弁 2 8 RL及び2 8 RRが閉弁されることにより左右後輪の制動圧が保持圧力 P_c になるよう後輪系統が制御される。

【0 0 6 5】

尚図には示されていないが、電磁開閉弁 2 8 FL～2 8 RR及び開閉弁 3 4 FL～3 4 RRは例えば各車輪の制動力を個別に制御することにより車輛の挙動を安定化させる場合に制御される。特にこの場合左右の車輪の高い方の目標制動圧が目標上流圧 P_{tf} 、 P_{tr} に設定され、左右の車輪の目標制動圧 P_{ti} が高い方の車輪の制動圧 P_i は連通制御弁 2 2 F又は2 2 Rにより上流圧が目標上流圧 P_{tf} 又は P_{tr} に制御されることによって制御され、左右反対側の車輪の制動圧は対応する増圧弁及び減圧弁により対応する目標制動圧に制御される。

【0 0 6 6】

次に図 3 に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける制動制御ルーチンについて説明する。尚図 3 に示されたフローチャートによる制御は図

には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰り返し実行される。

【0067】

まずステップ10に於いては圧力センサ96により検出されたマスタシリンダ圧力 P_m を示す信号等の読み込みが行われ、ステップ20に於いては前後輪の制動力配分制御中であるか否かの判別、即ち後述のステップ30に於いて肯定判別が行われた後であってステップ120に於いて肯定判別が行われていない状況であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ90へ進み、否定判別が行われたときにはステップ30へ進む。

【0068】

ステップ30に於いては例えば運転者の制動操作速度を示すマスタシリンダ圧力 P_m の時間微分値 P_{md} が基準値 P_{md0} （正の定数）よりも大きいか否かの判別により、運転者によりブレーキペダル12が速踏み込みされているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ40へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ50へ進む。

【0069】

ステップ40に於いては後述のステップ100の判別に於ける車輛の減速度 G_{xb} が G_{xb1} （ $=-G_{x1}$ ）に設定され、ステップ50に於いては後述のステップ90の判別に於けるマスタシリンダ圧力 P_m が後輪のホイールシリンダに対し給排されるオイルの流量に基づいて推定される後輪の推定制動圧 P_{wa} に設定されると共に、後述のステップ100の判別に供される車輛の減速度 G_{xb} が G_{xbh} （ $=-G_{x2}$ ）に設定される。

【0070】

尚後輪の推定制動圧 P_{wa} は当技術分野に於いて公知の任意の要領にて演算されてよく、例えば後輪のホイールシリンダに対し給排されるオイルの流量が推定され、その推定値が積分されることによりホイールシリンダ内のオイルの量が推定され、予め求められたオイルの量とホイールシリンダ内の圧力との関係に基づき推定されてよい。

【0071】

ステップ60に於いては車速 V に基づき図4に示されたグラフに対応するマップより後輪の基本保持圧力 P_{cs} が演算され、ステップ70に於いては車輛の減速度 G_{xb} に基づき図5に示されたグラフに対応するマップより基本保持圧力 P_{cs} に対する補正圧力 ΔP_c が演算され、ステップ80に於いては後輪の保持圧力 P_c が基本保持圧力 P_{cs} と補正圧力 ΔP_c との和として演算される。尚図5の G_{xbo} は車輛の制動時に於ける標準的な車輛の減速度である。

【0072】

ステップ90に於いてはマスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c を越えているか否かの判別、即ち後輪の制動圧を保持すると共に前輪の制動圧を増加する必要があるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ100へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ130へ進む。

【0073】

ステップ100に於いては車輛の減速度 G_{xb} が制御開始基準値 G_{xs} （正の定数）を越えているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはそのまま図3に示されたルーチンによる制御を一旦終了し、肯定判別が行われたときにはステップ110に於いて後輪の保持圧力 P_c がその時のマスタシリンダ圧力 P_m に設定され、しかる後ステップ130へ進む。

【0074】

尚上記ステップ90及び100の制御開始条件が成立しているか否かが同時に判別され、最初に肯定判別が行われたときにはステップ110へ進み、二回目以降に肯定判別が行われたときにはステップ130へ進み、否定判別が行われたときには図3に示されたルーチンによる制御を一旦終了するよう修正されてもよい。またステップ100に於いては上記判別に加えて例えば左右前輪の車輪速度の平均値 V_{wf} に対する左右後輪の車輪速度の平均値 V_{wr} の偏差 ΔV_w が制御開始基準値 V_{ws} （正の定数）を越えているか否かの判別が行われてもよい。

【0075】

ステップ120に於いては例えばマスタシリンダ圧力 P_m が制御終了の基準値 P_{me} （ P_c よりも小さい正の定数）以下になったか又は車輛の減速度 G_{xb} が制御終了の基準値 G_{xe} （ G_{xs} よりも小さい正の定数）以下になったか否かの判別によ

り、前後輪の制動力配分制御の終了条件が成立したか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはそのまま図3に示されたルーチンによる制御を一旦終了し、否定判別が行われたときにはステップ130へ進む。

【0076】

尚前後輪の制動力配分制御の終了条件が成立したか否かの判別も当技術分野に於いて公知の任意の要領にて行われてよく、例えば制御開始条件の成立判定が車輪速度の偏差 ΔV_w に基づいて行われた場合には、車輪速度の偏差 ΔV_w が制御終了基準値 V_{we} (V_{ws} よりも小さい正の定数) 以下になったか否かの判別により行われてよい。

【0077】

ステップ130に於いては前輪及び後輪のホイールシリンダ断面積をそれぞれ S_f 、 S_r (正の定数) とし、前輪及び後輪の制動有効半径をそれぞれ R_f 、 R_r (正の定数) とし、前輪及び後輪のブレーキ効き係数をそれぞれ B_{EFf} 、 B_{EFr} (正の定数) として下記の式1に従って係数 K_b が演算されると共に、下記の式2に従って前輪の制動圧の基本増加圧力 ΔP_{fo} が演算される。尚ホイールシリンダ断面積 S_f 、 S_r 及び制動有効半径 R_f 、 R_r は制動力発生装置の仕様により定まる値であり、ブレーキ効き係数 B_{EFf} 、 B_{EFr} は例えば実験的に予め求められる。

$$K_b = (S_r \times R_r \times B_{EFr}) / (S_f \times R_f \times B_{EFf}) \quad \cdots \cdots (1)$$

$$\Delta P_{fo} = (P_m - P_c) K_b \quad \cdots \cdots (2)$$

【0078】

ステップ140に於いては車速 V に基づき図6に示されたグラフに対応するマップより現在の車速に対応するブレーキ効き係数 B_{EFv} が演算され、標準のブレーキ効き係数 B_{EFo} と現在のブレーキ効き係数 B_{EFv} との偏差 ΔB_{EF} ($= B_{EFo} - B_{EFv}$) が演算され、更に下記の式3に従って前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f が演算される。尚図6に示されたグラフに対応するマップも例えば実験的に予め求められる。

$$\Delta P_f = \Delta P_{fo} (1 + \Delta B_{EF} / B_{EFo}) \quad \cdots \cdots (3)$$

【0079】

ステップ150に於いては左右前輪の目標制動圧 P_{tfl} 及び P_{tfr} がマスタシリンダ圧力 P_m と増加圧力 ΔP_f との和として演算されると共に、左右前輪の制動圧がそれぞれ目標制動圧 P_{tfl} 及び P_{tfr} になるよう制動装置10の前輪系統が制御され、ステップ160に於いては左右後輪の目標制動圧 P_{trl} 及び P_{trr} が保持圧力 P_c に設定されると共に、左右後輪の制動圧がそれぞれ目標制動圧 P_{trl} 及び P_{trr} になるよう制動装置10の後輪系統が制御される。

【0080】

尚図3には示されていないが、上述のステップ100に於いて否定判別が行われた場合及びステップ120に於いて肯定判別が行われた場合には、連通制御弁22F等が図1に示された標準位置に設定され、これにより各車輪のホイールシリンダ26FR~26RRにはマスタシリンダ14の圧力 P_m が直接供給され、これにより各車輪の制動圧が運転者の制動操作量に応じて増減される。

【0081】

かくして図示の実施形態によれば、前後輪の制動力配分制御が実行されていないときには、ステップ20に於いて否定判別が行われ、ステップ60に於いて車速 V に基づき後輪の基本保持圧力 P_{cs} が演算され、ステップ70に於いて車輛の減速度 G_{xb} に基づき基本保持圧力 P_{cs} に対する補正圧力 ΔP_c が演算され、ステップ80に於いて後輪の保持圧力 P_c が基本保持圧力 P_{cs} と補正圧力 ΔP_c との和として演算される。

【0082】

マスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c 以下であり車輛の減速度 G_{xb} が制御開始基準値 G_{xs} 以下であるときには、後輪の制動力の抑制は不要であるので、ステップ90及び100に於いて否定判別が行われ、前輪及び後輪のホイールシリンダ26FL~26RRにはマスタシリンダ14内の圧力が供給され、従って後輪の制動圧の抑制制御及び前輪の制動圧の増加制御は行われない。

【0083】

これに対し運転者による制動操作量が更に増大され、マスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c を越えているときには、ステップ90に於いて肯定判別が行われ、マスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c を越えていなくても車輛の

減速度 G_{xb} が制御開始基準値 G_{xs} を越えているときには、ステップ 100 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 110 に於いて後輪の保持圧力 P_c がその時のマスタシリンダ圧力 P_m に設定され、ステップ 130 に於いてマスタシリンダ圧力 P_m と後輪の保持圧力 P_c との偏差 $P_m - P_c$ に基づき上記式 2 に従って前輪の制動圧の基本増加圧力 ΔP_{fo} が演算され、ステップ 140 に於いて車速 V に基づき現在の車速に対応するブレーキ効き係数 $B E F_v$ が演算され、標準のブレーキ効き係数 $B E F_o$ と現在のブレーキ効き係数 $B E F_v$ との偏差 $\Delta B E F$ が演算され、上記式 3 に従って前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f が演算される。

【0084】

更にステップ 150 に於いて左右前輪の制動圧がマスタシリンダ圧力 P_m と増加圧力 ΔP_f との和として演算される目標制動圧 P_{tfl} 及び P_{tfr} になるよう制動装置 10 の前輪系統が制御され、ステップ 160 に於いて左右後輪の制動圧が左右後輪の目標制動圧 P_{trl} 及び P_{trr} = 保持圧力 P_c になるよう制動装置 10 の後輪系統が制御される。

【0085】

従って図示の実施形態によれば、前後輪制動力配分制御の開始条件が成立すると、前後輪制動力配分制御の終了条件が成立するまで、マスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c を越えている状況に於いて、後輪の制動圧が保持圧力 P_c に維持されるので、前輪に先行して後輪がロックすることを確実に防止することができ、また後輪の制動圧が保持圧力 P_c に維持されることによる制動力の不足分に対応する前輪の制動圧の増加量 ΔP_f が演算され、前輪の制動圧が ΔP_f 増圧されるので、後輪の制動圧が保持されることによる車輛全体としての制動力の不足を前輪の制動力の増大によって補填し、これにより前後輪制動力配分制御実行中にも車輛全体としての制動力を確実に運転者の制動操作量に対応する制動力に制御することができる。

【0086】

図 7 は図示の実施形態に於ける前輪の制動力 F_{bf} と後輪の制動力 F_{br} との間の関係を示しており、特に二点鎖線は理想前後配分線を示し、実線は実施形態に於ける前後配分線を示している。図示の如く、前輪の制動力 F_{bf} が後輪の保持圧力

P_c に対応する制動力 F_{bfc} 以下の範囲に於いては、前輪の制動力 F_{bf} 及び後輪の制動力 F_{br} はマスタシリンダ圧力 P_m の増大につれて互いに他に対し一定の割合にて増大するが、前輪の制動力 F_{bf} が後輪の保持圧力 P_c に対応する制動力 F_{bfc} を越える範囲に於いては、制動力の実際の前後配分線が理想前後配分線を越えないよう、後輪の制動力 F_{br} が保持圧力 P_c に対応する制動力 F_{brc} に維持される。

【 0 0 8 7 】

また図 8 の実線は図示の実施形態に於けるマスタシリンダ圧力 P_m と前輪の制動圧 P_f 及び後輪の制動圧 P_r との間の関係を示しており、二点鎖線は前後輪制動力配分制御が行われない場合のマスタシリンダ圧力 P_m と前輪の制動圧 P_f 及び後輪の制動圧 P_r との間の関係を示している。

【 0 0 8 8 】

図 8 に示されている如く、マスタシリンダ圧力 P_m が保持圧力 P_c 以下の範囲に於いては前輪の制動圧 P_f 及び後輪の制動圧 P_r はマスタシリンダ圧力 P_m であり互いに同一であるが、マスタシリンダ圧力 P_m が保持圧力 P_c を越える範囲に於いては後輪の制動圧 P_r は保持圧力 P_c （一定）であり、現在のマスタシリンダ圧力 P_m が P_{ma} であるとする、後輪の制動圧の抑制量 $\Delta P_r (= P_{ma} - P_c)$ に対応する後輪の制動力の抑制量に相当する前輪の制動圧の増加量 ΔP_f が演算され、前輪の制動圧 P_f が $P_{ma} + \Delta P_f$ に制御される。

【 0 0 8 9 】

また図示の実施形態によれば、ステップ 3 0 に於いて運転者によりブレーキペダル 1 2 が速踏み込みされているか否かの判別が行われ、速踏み込みされていないときにはステップ 4 0 に於いてステップ 1 0 0 の判別に於ける車輛の減速度 G_{xb} が $G_{xb1} (= -G_{x1})$ に設定され、速踏み込みされているときにはステップ 5 0 に於いてステップ 9 0 の判別に於けるマスタシリンダ圧力 P_m が前輪のホイールシリンダに対し給排されるオイルの流量に基づいて推定される車輪の推定制動圧 P_{wa} に設定されると共に、ステップ 1 0 0 の判別に供される車輛の減速度 G_{xb} が $G_{xbh} (= -G_{x2})$ に設定される。

【 0 0 9 0 】

従って運転者によりブレーキペダル 1 2 が速踏み込みされる状況に於いては、

マスタシリンダ圧力 P_m よりも応答性が低い車輪の推定制動圧 P_{wa} に基づいてステップ 90 の判別が行われるので、ブレーキペダル 12 の速踏み込み時にも車輪の実際の制動圧 P_i よりも早く上昇するマスタシリンダ圧力 P_m に基づいてステップ 90 の判別が行われることに起因して後輪の実際の制動圧が保持圧力 P_c を越えていない時点に於いて制動力の前後配分制御が開始されることを効果的に防止することができる。

【0091】

また運転者によりブレーキペダル 12 が速踏み込みされる状況に於いては、車輛の減速度が急激に高くなるので、制動力の前後配分制御が遅れなく開始されることが好ましいが、車輛の減速度 G_{xbl} よりも応答性が高い車輛の減速度 G_{xbh} に基づいてステップ 100 の判別が行われるので、ブレーキペダル 12 の速踏み込み時にも制動力の前後配分制御を遅れなく開始させることができ、またブレーキペダル 12 が速踏み込みされていない状況に於いては車輛の検出前後加速度 G_x に含まれるノイズ成分を効果的に除去し、ノイズ成分に起因して制動力の前後配分制御が不必要に開始されることを効果的に防止することができる。尚この作用効果はステップ 90 及び 100 の制御開始条件が成立しているか否かが同時に判別される場合や、ステップ 90 が行われることなくステップ 100 のみにより制動力の前後配分制御の開始条件が成立しているか否かの判定が行われる場合にも得られる。

【0092】

また図示の実施形態によれば、運転者によりブレーキペダル 12 が速踏み込みされる状況に於いては、ステップ 130 に於いてマスタシリンダ圧力 P_m よりも応答性が低い車輪の推定制動圧 P_{wa} に基づいて前輪の制動圧の基本増加圧力 ΔP_{fo} が演算されるので、ブレーキペダル 12 の速踏み込み時にも車輪の実際の制動圧 P_i よりも早く上昇するマスタシリンダ圧力 P_m に基づいて前輪の制動圧の基本増加圧力 ΔP_{fo} が演算されることに起因して前輪の制動圧の基本増加圧力 ΔP_f が過剰に早く高い値になることを防止し、前輪の制動圧を適正に増大させることができる。

【0093】

また図示の実施形態によれば、運転者によりブレーキペダル 12 が速踏み込みされる状況に於いては、ステップ 70 に於いて車輛の減速度 G_{xb1} よりも応答性が高い車輛の減速度 G_{xbh} に基づいて基本保持圧力 P_{cs} に対する補正圧力 ΔP_c が演算されるので、ブレーキペダル 12 の速踏み込み時にも補正圧力 ΔP_c を適正に演算し、これにより後輪の保持圧力 P_c を適正に演算することができる。

【0094】

特に図示の実施形態によれば、前輪の制動圧の増加量 ΔP_f は単純に後輪の制動圧の抑制量 ΔP_r に設定される訳ではなく、後輪の制動圧の抑制による後輪の制動力の不足分に対応する制動力を前輪の制動力に加算するための値として演算されるので、前輪の制動圧がマスタシリンダ圧力 P_{ma} + 後輪の制動圧の抑制量 ΔP_r に設定される場合に比して、確実に且つ正確に車輛全体の制動力が運転者の制動操作量に対応する値になるよう制御することができる。

【0095】

また一般に、車速 V が高くなるにつれて後輪に比して前輪のブレーキの効きが低下し、結果的に制動力の前後配分が後輪寄りになるので、車速 V が高いほど後輪の保持圧力 P_c は低く設定されることが好ましい。また一般に、車輛の積載荷重が高いほど制動力の理想前後配分線は後輪寄りになり、車輛の積載荷重が高いほど車輛の減速度が低くなると共に車輛の制動に関する前輪の負担が増大するので、制動力前後配分制御開始時に於ける車輛の減速度が低いほど後輪の保持圧力 P_c は高く設定されることが好ましい。

【0096】

図示の実施形態によれば、保持圧力 P_c が一定の値に設定される訳ではなく、ステップ 30 ~ 50 に於いて車速 V が高いほど小さくなり車輛の減速度 G_{xb} が高いほど小さくなるよう車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} に応じて後輪の保持圧力 P_c が可変設定されるので、車速 V や車輛の減速度 G_{xb} が考慮されない場合に比して後輪の保持圧力 P_c を適正に設定することができ、これにより車輛の状況に応じて適正に前後輪制動力配分制御を実行することができる。

【0097】

また図示の実施形態によれば、ステップ 140 に於いて前輪の制動圧の増加圧

力 ΔP_f は車速 V が高いほどブレーキ効き係数 $B E F$ が低下することを考慮して演算されるので、ブレーキ効き係数 $B E F$ の変動が考慮されない場合に比して前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f を後輪の制動力の不足分に正確に対応する値に演算することができ、これにより前輪の制動圧を過不足なく適正に制御することができる。

【0098】

以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0099】

例えば図示の実施形態に於いては、後輪の保持圧力 P_c は制動力の前後輪配分制御の終了条件が成立するまで一定の値に設定されるようになっているが、例えば前後輪のスリップ状態に応じて後輪の保持圧力 P_c が漸減又は漸増されることにより後輪の制動圧が漸減又はパルス増圧により漸増されてもよい。

【0100】

また上述の実施形態に於いては、ステップ60及び70に於いて車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} に応じて後輪の保持圧力 P_c が可変設定されるようになっているが、後輪の保持圧力 P_c は車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} の一方に応じてのみ可変設定されるよう修正されてもよく、更には後輪の保持圧力 P_c は車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} に応じて可変設定されることなく一定の値に設定されてもよい。

【0101】

また上述の実施形態に於いては、後輪の保持圧力 P_c はステップ130及び140に於いて車速 V に基づき制動力発生装置のブレーキ効き係数の変化を考慮して演算されるようになっているが、このブレーキ効き係数の変化に基づく後輪の保持圧力 P_c の補正が省略されてもよい。

【0102】

また上述の実施形態に於いては、制動力の前後輪配分制御中には左右前輪及び左右後輪はそれぞれ互いに同一の圧力に制御されるようになっているが、例えば車輛の旋回状況や車輛の挙動に応じて左右前輪の制動圧若しくは左右後輪の制動

圧が相互に異なる値に制御されるよう修正されてもよい。

【0103】

また上述の実施形態に於いては、マスタシリンダ圧力 P_m を検出する圧力センサ 96 を有するが、ホイールシリンダ圧力を検出する圧力センサを有しない車輛に本発明が適用されているが、本発明はマスタシリンダ圧力 P_m を検出する圧力センサ 96 に加えて、ホイールシリンダ圧力を検出する圧力センサを有する車輛に適用されてもよく、その場合にはホイールシリンダ圧力を検出する圧力センサが故障した場合に本発明を適用することにより上述の実施形態の場合と同様の作用効果を得ることができる。

【0104】

更に上述の実施形態に於いては、左右前輪及び左右後輪がそれぞれ 1 系統をなし各系統の制動圧が主として連通制御弁 22F、22R により制御される制動装置であるが、本発明の制動制御装置が適用される制動装置は前輪の制動圧をマスタシリンダ圧力よりも高い値に制御することができ、後輪の制動圧をマスタシリンダ圧力よりも低い値に制御することができるものである限り、当技術分野に於いて公知の任意の構成のものであってよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明による制動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電子制御装置を示す概略構成図である。

【図2】

図1に示された前輪用の連通制御弁を示す解図的断面図である。

【図3】

図示の実施形態に於ける前後輪の制動力配分制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】

車速 V と後輪の基本保持圧力 P_{cs} との間の関係を示すグラフである。

【図5】

車輛の減速度 G_{xb} と基本保持圧力 P_{cs} に対する補正圧力 ΔP_c の間の関係を示

すグラフである。

【図 6】

車速 V とブレーキ効き係数 $B E F$ の間の関係を示すグラフである。

【図 7】

理想前後配分線及び図示の実施形態に於ける前輪の制動圧 $P f$ と後輪の制動圧 $P r$ との関係を示すグラフである。

【図 8】

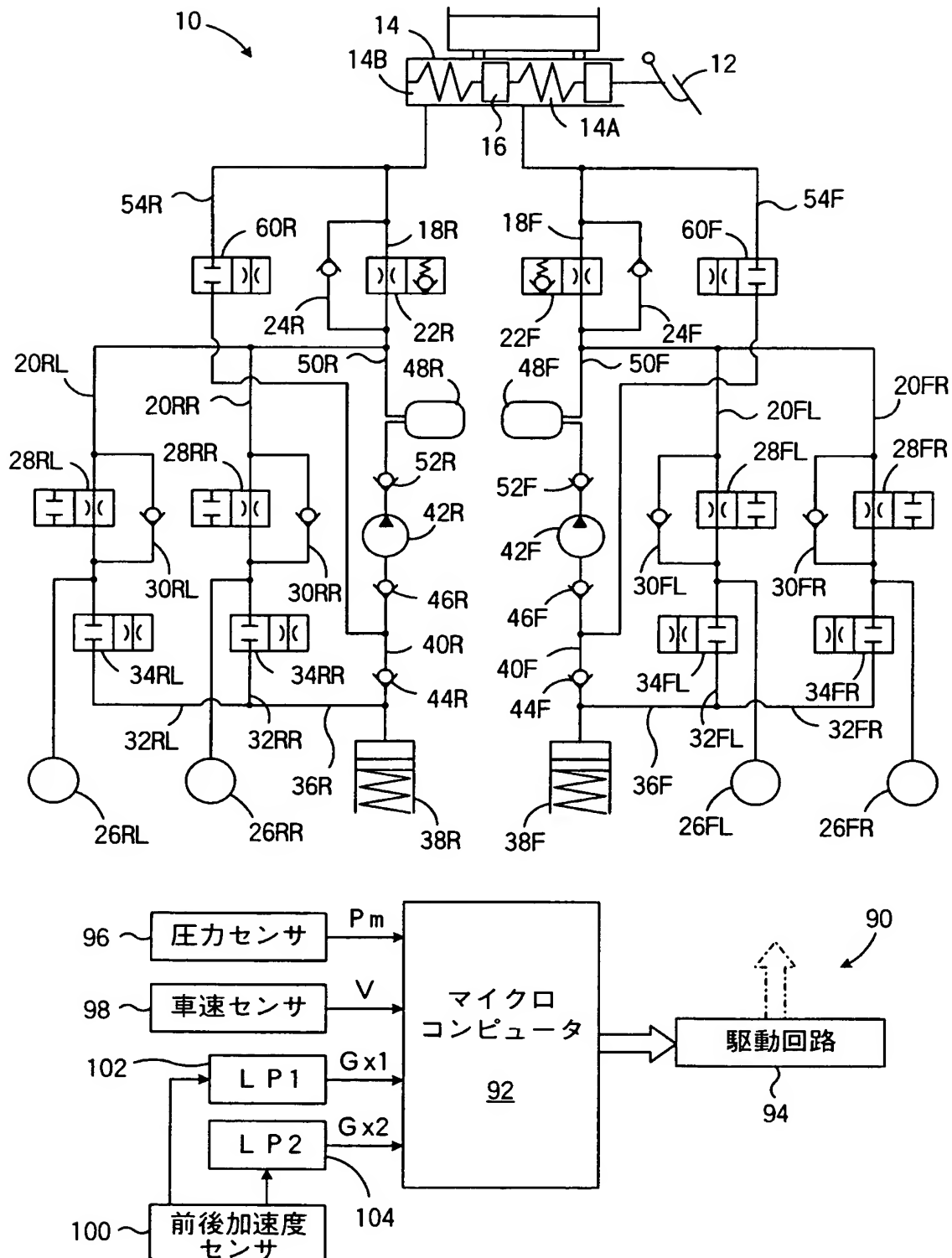
図示の実施形態に於けるマスタシリンダ圧力 $P m$ と前輪の制動圧 $P f$ 及び後輪の制動圧 $P r$ との間の関係を示すグラフである。

【符号の説明】

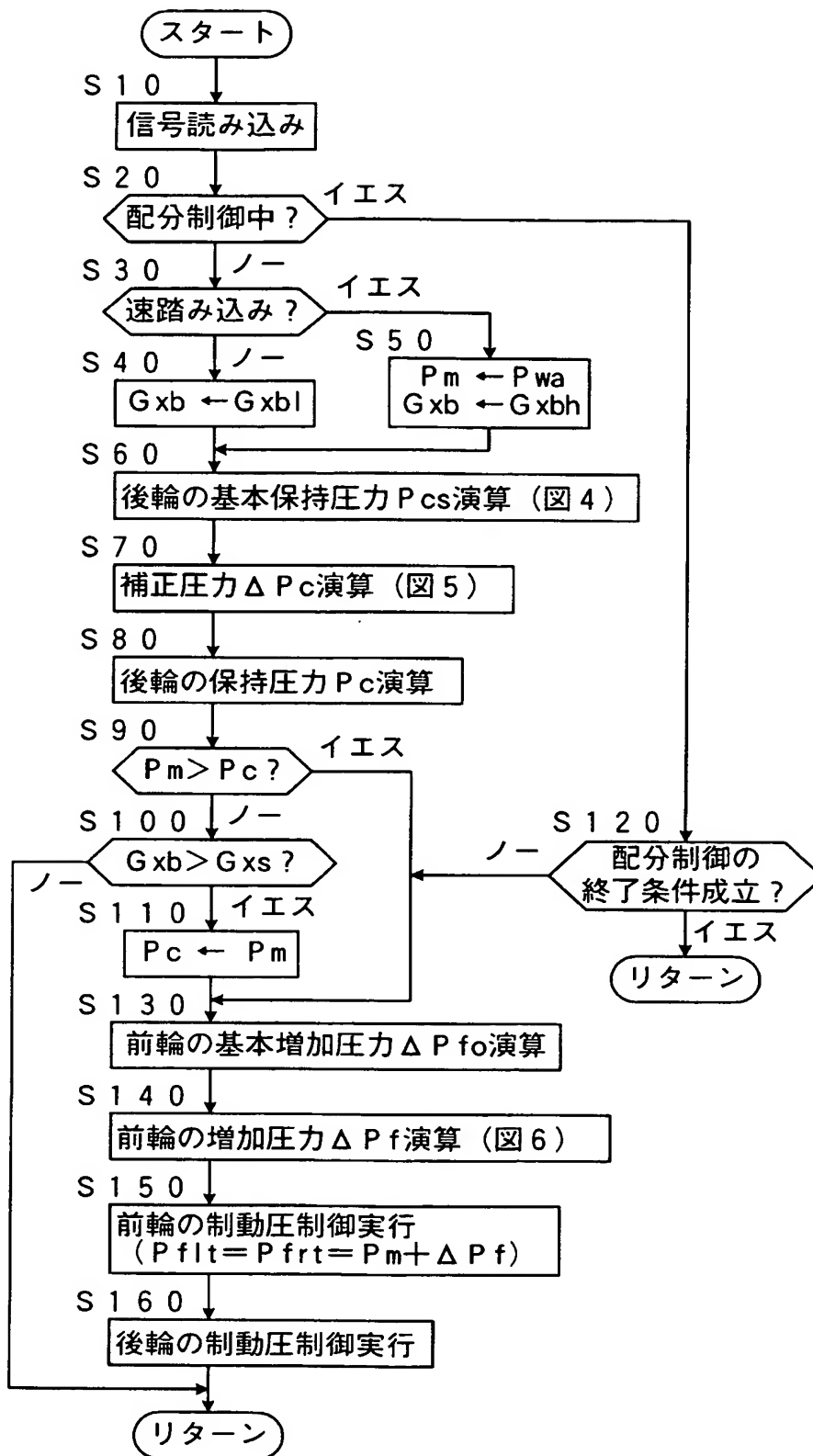
- 1 0 …制動装置
- 1 4 …マスタシリンダ
- 2 2 F、2 2 R …連通制御弁
- 2 6 FL、2 6 FR、2 6 RL、2 6 RR …ホイールシリンダ
- 4 2 F、4 2 R …オイルポンプ
- 2 8 FL～2 8 RR、3 4 FL～3 4 RR …開閉弁
- 4 2 F、4 2 R …ポンプ
- 6 0 F、6 0 R …吸入制御弁
- 7 0 …弁室
- 7 4 …弁要素
- 8 4 …圧縮コイルばね
- 8 8 …逆止弁
- 9 0 …電子制御装置
- 9 6 …圧力センサ
- 9 8 …車速センサ
- 1 0 0 …前後加速度センサ
- 1 0 2、1 0 4 …ローパスフィルタ

【書類名】 図面

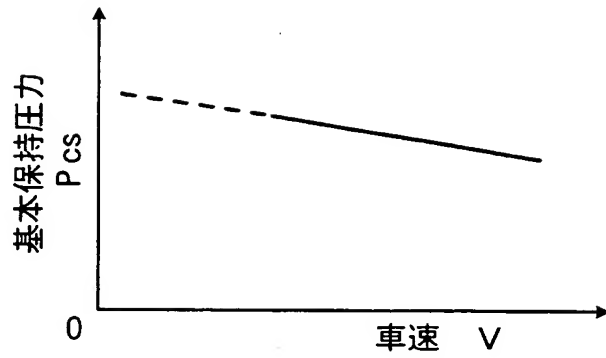
【図 1】



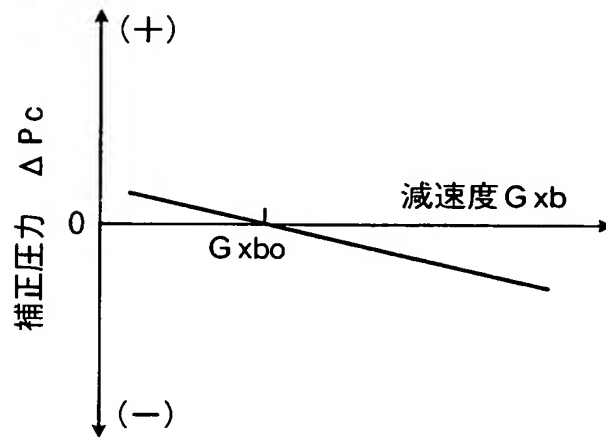
【図 3】



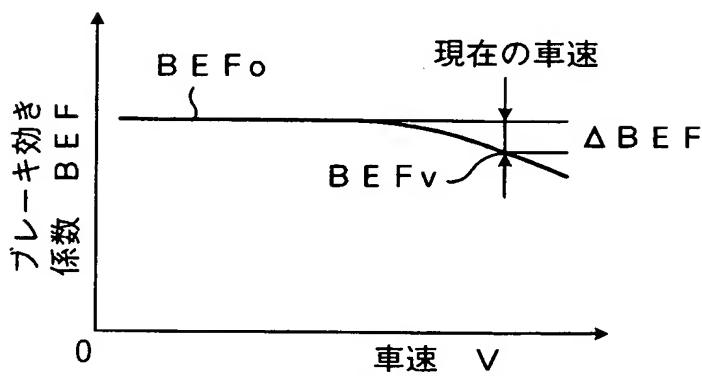
【図 4】



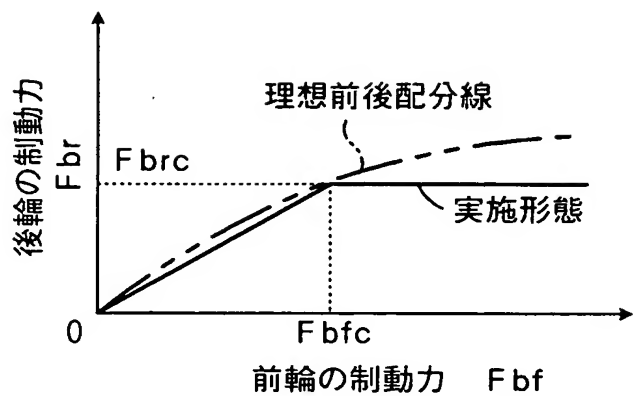
【図 5】



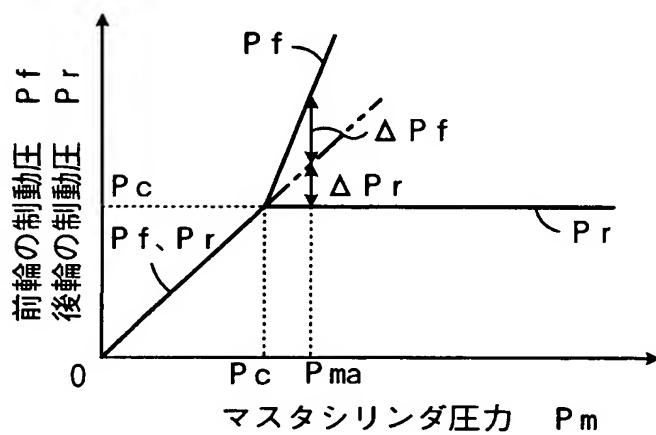
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 制御の開始判定の早遅をきたさないパラメータにて開始判定を行うことにより、前後輪配分制御を早遅なく適正なタイミングにて開始させる。

【解決手段】 ブレーキペダルの速踏み込み時でないときには（S 2 0）、マスタシリンダ圧力 P_m 及び低いカットオフ周波数にてローパスフィルタ処理された車輛の減速度 G_{xbl} に基づき前後輪の制動力配分制御の開始判定が行われ（S 4 0、6 0～1 0 0）、ブレーキペダルの速踏み込み時には（S 2 0）、後輪のホイールシリンダに対するオイルの給配に基づき推定される後輪の制動圧 P_{wa} 及び高いカットオフ周波数にてローパスフィルタ処理された車輛の減速度 G_{xblh} に基づき制動力配分制御の開始判定が行われ（S 5 0～1 0 0）、制動力配分制御が開始されるべきときには、制動力配分制御が実行される（S 1 1 0～1 6 0）。

【選択図】 図 3

特願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 2 7 日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町 1 番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社

特願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [3 0 1 0 6 5 8 9 2]

1. 変更年月日	2 0 0 1 年 1 0 月 3 日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地
氏 名	株式会社アドヴィックス